

**PAT-NO:** JP403213763A

**DOCUMENT-** JP 03213763A

**IDENTIFIER:**

**TITLE:** CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

**PUBN-DATE:** September 19, 1991

**INVENTOR-INFORMATION:**

**NAME COUNTRY**

SATO, YOSHIJI

**ASSIGNEE-INFORMATION:**

**NAME COUNTRY**

FUJI HEAVY IND LTD N/A

**APPL-NO:** JP02008718

**APPL-DATE:** January 18, 1990

**INT-CL (IPC):** F16H061/02, F16H009/00

**US-CL-CURRENT:** 477/98

**ABSTRACT:**

**PURPOSE:** To prevent lowering of the controllability to be caused by oil viscosity by inputting the signal such as oil temperature or the like into a dither applying means for applying dither to the electrical signal to an oil pressure control valve, and making frequency and amplitude of dither variable in response to the oil temperature.

**CONSTITUTION:** In a control unit 70, the solenoid current is set by a setting unit 82 on the basis of the target secondary pressure to be computed by a computing unit 81, and the solenoid current is set by a setting unit 96 on the basis of the target primary pressure to be computed by a computing unit 95, and the dither current from a dither applying unit 100 is applied to the solenoid current by driving units 83, 97 to be output to a proportional solenoid 51 of a secondary pressure control valve and a proportional solenoid 61 of a primary pressure control valve. In this case, the signal from an oil pressure sensor 101 is input to the dither applying unit 100 to make the frequency and an amplitude of dither variable against the oil temperature, namely, viscosity of the oil. Namely, when the oil temperature is low, amplitude is increased, and when the oil temperature is high, frequency is increased. Hysteresis of a valve is thereby always reduced to improve the controllability.

**COPYRIGHT:** (C)1991,JPO&Japio

## ⑫ 公開特許公報(A) 平3-213763

⑬ Int.Cl.<sup>9</sup> 識別記号 庁内整理番号 ⑭ 公開 平成3年(1991)9月19日  
 F 16 H 61/02 8814-3 J  
 9/00  
 // F 16 H 59:72 8814-3 J  
 審査請求 未請求 請求項の数 2 (全9頁)

⑮ 発明の名称 無段変速機の制御装置

⑯ 特 願 平2-8718

⑰ 出 願 平2(1990)1月18日

⑱ 発 明 者 佐 藤 佳 司 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社  
 内

⑲ 出 願 人 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

⑳ 代 理 人 弁理士 小橋 信淳 外1名

明 細 書

1. 発明の名称 無段変速機の制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) 油圧制御系に電流等の電気信号により少なくともセカンダリ圧、プライマリ圧を制御する制御弁を設けた制御系において、

上記電気信号にディザを加えるディザ印加手段を有し、

油温等の信号を上記ディザ印加手段に入力して、油温に対しディザの周波数と振幅とを可変にすることを特徴とする無段変速機の制御装置。

(2) ディザの周波数は油温に対し増大関数で定め、振幅は油温に対し減少関数で定めることを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、車両用のベルト式無段変速機において電子的にセカンダリ圧制御およびプライマリ圧により変速制御する制御装置に関し、詳しくは、電気的な制御弁のヒステリシス低減のための電気

信号のディザ加振対策に関する。

[従来の技術]

一般にこの種の無段変速機は、油圧制御系のアクチュエータの各種制御弁が、例えば電流制御型のものに改良され、制御系では種々の情報によりセカンダリ圧、プライマリ圧を最適に算出する。そしてかかる電気的操作用により制御弁を動作して、伝達トルクに対応したセカンダリ圧、各運転および走行条件に対応したプライマリ圧を最適制御することを目指している。また、かかる電子化により、各種トラブルに対するフェイルセーフ、無段変速の有効利用、アンチロック・ブレーキ・システム(ABS)、ロックアップクラッチ等の装置に対する適正化等の対策も有効に行うことが考えられる。

ここで、電流制御の電磁比例形の制御弁をセカンダリ圧、プライマリ圧の制御に用いる場合について述べる。この油圧制御系では、制御弁がソレノイドの電磁力によりスプールが直接またはパイロット圧を介してストロークし、この場合にスプ

ールのストロークは電気信号により非常にシビアに制御される。一方、スプールは油中においてオイル粘性等のフリクションを常に受けるため、スプールの動作には必然的にヒステリシスが存在する。そこで、ソレノイドの電磁力によりスプールを正確かつ微細に動作するには、ヒステリシスを低減する必要がある、この対策として電気信号にディザを印加し、スプールを振動させながらストロークしてオイル粘性等のフリクションの影響を軽減する方法がある。

ところで車両の場合は、外気温、運転中の熱的損失等によりオイルの粘性と共にスプールのフリクションが大幅に変動する。このため、上述のディザ対策でも加振量が一定の場合は、低温でディザ効果が得られないので動作性を悪化し、高温ではディザの過大により油圧脈動等の不都合が生じる危険がある。従って、油温度によるヒステリシスの状態を判断し、常に適正にディザ効果を与えることが望まれる。

そこで従来、上記無段変速機の電子制御の油温

に対する補正対策に関しては、例えば特開昭62-63248号公報、特開昭62-41404号公報、特開昭62-4956号公報の先行技術がある。ここで、油圧制御系の制御弁に所定のデューティ比の電気信号を出力して動作することを前提にし、このデューティ比を油温に応じ補正して、動作状態を常に一定化することが示されている。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところで、上記先行技術のものにあっては、デューティ比による制御系を対象にしており、本願のようなアナログの電流制御による制御系とは全く異なり、デューティ比補正の技術をディザ補正に適用することはできない。また、デューティ比補正の場合は周波数のみ変更することになるため、周波数で補正することが可能な場合に限定される。

本発明は、かかる点に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、無段変速機の電子制御等の制御弁の電気信号にディザを印加するものにおいて、常にディザによりバルブのヒステリシスを有効に低減し、制御性、動作性等を向上するこ

とが可能な無段変速機の制御装置を提供することにある。

〔課題を解決するための手段〕

上記目的を達成するため、本発明の無段変速機の制御装置は、油圧制御系に電流等の電気信号により少なくともセカンダリ圧、プライマリ圧を制御する制御弁を設けた制御系において、上記電気信号にディザを加えるディザ印加手段を有し、油温等の信号を上記ディザ印加手段に入力して、油温に対しディザの周波数と振幅とを可変にするものである。

〔作 用〕

上記構成に基づき、無段変速機の油圧制御系に設けられる制御弁は、電流等のアナログ的電気信号によりスプールを動作して、セカンダリ圧、プライマリ圧を制御する。このとき電気信号には、ディザ印加手段によりディザが加えられることで振動しながらスプール動作するが、油温の低い場合は振幅を増し、油温の高い場合は周波数を増大して振動が制御されることで、油圧脈動を抑制し

ながら常にバルブのヒステリシスを有効に低減することが可能になる。

〔実 施 例〕

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第2図において、ロックアップトルコン付無段変速機の駆動系の概略について述べる。符号1はエンジンであり、クランク軸2がトルクコンバータ装置3、前後進切換装置4、無段変速機5およびディファレンシャル装置6に順次伝動構成される。

トルクコンバータ装置3は、クランク軸2がドライブプレート10を介してコンバータカバー11およびトルクコンバータ12のポンプインペラ12aに連結する。トルクコンバータ12のタービンランナ12bはタービン軸13に連結し、ステータ12cはワシウエキラッチ14により案内されている。タービンランナ12bと一体的なロックアップクラッチ15は、ドライブプレート10に係合または解放可能に設置され、エンジン動力をトルクコンバータ12

またはロックアップクラッチ15を介して伝達する。

前後進切換装置4は、ダブルベニオン式プランタリギヤ16を有し、サンギヤ16aにタービン軸13が入力し、キャリア16bからプライマリ軸20へ出力する。そしてサンギヤ16aとキャリア16bとの間にフォワードクラッチ17を、リングギヤ16cとケースとの間にリバースブレーキ18を有し、フォワードクラッチ17の係合でプランタリギヤ16を一体化してタービン軸13とプライマリ軸20とを直結する。また、リバースブレーキ18の係合でプライマリ軸20に逆転した動力を出力し、フォワードクラッチ17とリバースブレーキ18の解放でプランタリギヤ16をフリーにする。

無段変速機5は、プライマリ軸20に油圧シリンダ21を有するプーリ間隔可変式のプライマリプーリ22が、セカンダリ軸23にも同様に油圧シリンダ24を有するセカンダリプーリ25が設けられ、プライマリプーリ22とセカンダリプーリ25との間に駆動ベルト26が巻付けられる。ここで、プライマリシリンダ21の方が受圧面積が大きく設定され、そ

のプライマリ圧により駆動ベルト26のプライマリプーリ22、セカンダリプーリ25に対する巻付け径の比率を変えて無段変速するようになっている。

ディファレンシャル装置6は、セカンダリ軸23に一對のリダクションギヤ27を介して出力軸28が連結し、この出力軸28のドライブギヤ29がファイナルギヤ30に噛合う。そしてファイナルギヤ30の差動装置31が、車軸32を介して左右の車輪33に連結している。

一方、無段変速機制御用の油圧源を得るため、トルクコンバータ12に隣接してメインオイルポンプ34が配設され、このメインオイルポンプ34がポンプドライブ軸35によりコンバータカバー11に連結して、常にエンジン動力によりポンプが駆動されて油圧が生じるようになっている。ここで無段変速機4では、油圧が高低の広範囲に制御されることから、オイルポンプ34は例えばローラベーン式で吸入、吐出ポートを複数組有して可変容量型に構成されている。

次いで、油圧制御系として無段変速機制御系に

ついて述べる。

まず、オイルパン40と連通するオイルポンプ34からの油路41がセカンダリ圧制御弁50に連通して所定のセカンダリ圧 $P_s$ が生じており、このセカンダリ圧 $P_s$ が油路42によりセカンダリシリンダ24に常に供給される。セカンダリ圧 $P_s$ は油路43を介してプライマリ圧制御弁60に導かれ、油路44によりプライマリシリンダ21に給排油してプライマリ圧 $P_p$ が生じるように構成される。

セカンダリ圧制御弁50は、比例電磁リリーフ弁であり、比例ソレノイド51に制御ユニット70によりソレノイド電流 $I_s$ が供給される。すると、ソレノイド電流 $I_s$ による電磁力、セカンダリ圧 $P_s$ の油圧反力およびスプリング力をスプール上に対向して作用し、これらがバランスするように調圧する。即ち、ソレノイド電流 $I_s$ により設定圧を可変にし、ソレノイド電流 $I_s$ に対し1対1の比例関係でセカンダリ圧 $P_s$ を制御するものである。

プライマリ圧制御弁60は、比例電磁減圧弁であ

り、セカンダリ圧制御弁50と同様に、比例ソレノイド61に制御ユニット70によりソレノイド電流 $I_p$ が供給される。すると、ソレノイド電流 $I_p$ による電磁力、プライマリ圧 $P_p$ の油圧反力およびスプリング力をスプール上に対向して作用し、ソレノイド電流 $I_p$ により設定圧を可変にして、ソレノイド電流 $I_p$ に対し1対1の比例関係でプライマリ圧 $P_p$ を制御するものである。

なお、セカンダリ圧制御弁50のドレン側の油路45には常に比較的高い油圧（潤滑圧）が生じる。そこでこの潤滑圧が、トルクコンバータ12、前後進切換装置4、ベルト24の潤滑部等に供給されるように回路構成されている。

第1図において、電子制御系について述べる。

まず、入力信号センサとしてプライマリプーリ回転数センサ71、セカンダリプーリ回転数センサ72、エンジン回転数センサ73、スロットル開度センサ74およびセカンダリ圧 $P_s$ を検出する圧力センサ75を有する。

セカンダリ圧制御系について述べると、スロッ

トル開度センサ74のスロットル開度 $\theta$ 、エンジン回転数センサ73のエンジン回転数 $N_e$ が入力するエンジントルク算出部76を有し、 $\theta - N_e$ のトルク特性によりエンジントルク $T_e$ を推定する。また、トルクコンバータ入、出力側のエンジン回転数 $N_e$ 、プライマリプーリ回転数 $N_p$ はトルク増幅率算出部77に入力し、速度比 $n(N_p/N_e)$ に応じたトルク増幅率 $i$ を定める。更に、エンジン回転数 $N_e$ 、プライマリプーリ回転数 $N_p$ はプライマリ系慣性トルク算出部78に入力し、エンジン1およびプライマリプーリ22の質量、加速度により慣性トルク $g_i$ を算出する。これらのエンジントルク $T_e$ 、トルク増幅率 $i$ 、慣性トルク $g_i$ は入力トルク算出部79に入力し、C V T入力トルク $T_i$ を以下のように算出する。

$$T_i = T_e \cdot i - g_i$$

一方、実変速比 $i$ が入力する必要セカンダリ圧設定部80を有する。ここで、各実変速比 $i$ 毎に単位トルク伝達に必要なスリップ限界のセカンダリ圧 $P_{su}$ が設定されており、このマップにより実変

御するようになっている。

続いて、プライマリ圧制御系について述べる。

先ず、制御の基本概念について述べると、定常時の実変速比 $i$ はセカンダリ圧 $P_s$ とプライマリ圧 $P_p$ との油圧比 $P_p/P_s$ で決まる。また、同一の油圧比でも入力トルク $T_i$ により変速比が変化することから、所定の入力トルク $T_i$ に所定の実変速比 $i$ を保つのに必要なプライマリ圧 $P_p$ を、セカンダリ圧 $P_s$ に対して求める油圧比制御系がベースになっている。また、過渡状態で変速比等の偏差に応じた変速速度、またはプーリ位置の場合はプーリ位置変化速度 $de/dt$ を実現するため、流量制御系でバルブ流量の式を用いる。そしてプーリ位置変化速度 $de/dt$ に応じた流量を圧力に換算して必要な変速圧力を求めるようになっている。

そこで、かかる制御の基本概念に基づき、油圧比制御系と流量制御系とを有している。

油圧比制御系について述べると、プライマリプーリ回転数センサ71のプライマリプーリ回転数 $N_p$ とセカンダリプーリ回転数センサ72のセカン

ダリプーリ回転数 $N_s$ が入力する実変速比算出部85を有し、実変速比 $i$ を $i = N_p/N_s$ により算出する。一方、入力トルク $T_i$ 、必要セカンダリ圧 $P_{su}$ および圧力センサ75のセカンダリ圧 $P_s$ が入力するトルク比算出部86を有し、トルク比 $K_T$ を $K_T = T_i / (P_s/P_{su})$ により算出する。このトルク比 $K_T$ 、実変速比 $i$ は油圧比設定部87に入力し、マップにより油圧比 $K_p$ を、トルク比 $K_T$ に対しては増大関数により定め、実変速比 $i$ に対しては減少関数により定める。油圧比 $K_p$ 、セカンダリ圧 $P_s$ は必要プライマリ圧算出部88に入力し、更にプライマリプーリ回転数 $N_p$ によるプライマリシリンドラ21の部分の遠心油圧 $g_p$ を考慮して、必要プライマリ圧 $P_{PD}$ を以下のように算出する。

$$P_{PD} = K_p \cdot P_s - g_p$$

次いで、流量制御系について述べると、実変速比 $i$ 、スロットル開度 $\theta$ が入力する目標プライマリプーリ回転数検索部89を有し、 $i - \theta$ の関係で目標プライマリプーリ回転数 $N_{PD}$ を定める。目標プライマリプーリ回転数 $N_{PD}$ 、セカンダリプーリ

回転数  $N_s$  は目標変速比算出部90に入力し、目標変速比  $Is$  を  $Is = NPD / N_s$  により算出するのであり、こうして変速パターンをベースとして各運転および走行条件に応じた目標変速比  $Is$  が求められる。

ここで、プライマリシリンダ21の油量  $V$  は実ブリー位置  $e$  に比例し、油量  $V$  を時間微分した流量  $Q$  はブリー位置変化速度  $de/dt$  と1対1で対応する。従って、ブリー位置変化速度  $de/dt$  により流量  $Q$  がそのまま算出されて好ましいことから、実変速比  $I$ 、目標変速比  $Is$  は実ブリー位置変換部91、目標ブリー位置変換部92により実ブリー位置  $e$ 、目標ブリー位置  $es$  に変換する。これら実ブリー位置  $e$ 、目標ブリー位置  $es$  はブリー位置変化速度算出部93に入力し、ブリー位置変化速度  $de/dt$  を、以下のように実ブリー位置  $e$  と目標ブリー位置  $es$  との偏差等により算出する。

$$de/dt = K_1 \cdot (e - es) \cdot K_2 \cdot des/dt$$

( $K_1$ ,  $K_2$ : 定数、 $des/dt$ : 位相進み要素)  
そしてブリー位置変化速度  $de/dt$  は変速圧力算出

部94に入力し、ブリー位置変化速度  $de/dt$  による流量に基づき変速に必要な圧力  $\Delta P_p$  を求める。

こうして油圧比制御系の必要プライマリ圧  $P_{PD}$  と、流量制御系の変速用圧力  $\Delta P_p$  とは目標プライマリ圧算出部95に入力して、目標プライマリ圧  $P_{ps}$  を、アップシフト時には  $P_{ps} = P_{PD} + \Delta P_p$  により、ダウンシフト時は  $P_{ps} = P_{PD} - \Delta P_p$  により算出する。目標プライマリ圧  $P_{ps}$  は更にソレノイド電流設定部96に入力して、目標プライマリ圧  $P_{ps}$  に応じたソレノイド電流  $I_p$  を定める。この場合に、プライマリ圧制御弁80が既に述べたようにソレノイド電流  $I_p$  に対し比例関係でプライマリ圧を制御する特性であるから、これに応じたマップで目標プライマリ圧  $P_{ps}$  に対するソレノイド電流  $I_p$  を求める。そしてこのソレノイド電流  $I_p$  が、駆動部97を介してプライマリ圧制御弁80の比例ソレノイド81に供給され、フィードフォワードで変速制御するようになっている。

更に、バルブのヒステリシスの低減対策について述べると、ソレノイド電流  $Is$ 、 $I_p$  に応じた

電流を出力する駆動部83、97が、ディザを加えるディザ印加部100を有している。また、油温やバルブ雰囲気温度を検出する油温センサ101を有し、油温センサ101の油温  $T$  がディザ印加部100に入力し、油温  $T$  に応じディザを変化している。

ここで、ソレノイド電流を振動するディザとして、周波数  $F$ 、振幅  $D$  の2つの要素がある。一方、油温  $T$  が低くて粘性によるスプールのフリクションの大きい場合は、周波数  $F$  を変えても効果が少なく、振幅  $D$  を大きくした方がヒステリシス低減に有効である。また、油温  $T$  が高くなってフリクションが減少した場合、振幅  $D$  が大きいと油圧脈動に影響して好ましくなく、周波数  $F$  により充分対処し得る。このことから第3図のようにディザの周波数  $F$  は、油温  $T$  に対し増大関数で設定され、振幅  $D$  は、油温  $T$  に対し減少関数で設定されている。そしてかかるディザの周波数  $F$ 、振幅  $D$  が、ソレノイド電流  $Is$ 、 $I_p$  に印加するようになっている。

次いで、かかる構成の無段変速機の制御装置の

作用について述べる。

先ず、エンジン1の運転により、トルクコンバータ12のコンバートカバー11、ポンプドライブ輪35によりオイルポンプ34が駆動して油圧が生じ、この油圧がセカンダリ圧制御弁50に導かれる。そこで、停車時には、プライマリ圧制御系の目標変速比  $Is$ 、実変速比  $I$  が無段変速機5の機構上の最大変速比として例えば2.5より大きい値に設定される。このため、油圧比制御系の実変速比  $I$ 、トルク比  $K_T$ 、油圧比  $K_p$ 、セカンダリ圧  $P_s$  による必要セカンダリ圧  $P_{su}$  に応じたソレノイド電流  $I_p$  がプライマリ圧制御弁80の比例ソレノイド81に流れて排油側に動作することで、プライマリ圧  $P_p$  は最低レベルになる。このため、セカンダリ圧制御弁50によるセカンダリ圧  $P_s$  はセカンダリシリンダ24にのみ供給され、無段変速機5はベルト28が最もセカンダリーブリー25の方に移行した最大変速比の低速段になる。

このとき、図示しない油圧制御系によりロックアップクラッチ15を解放してトルクコンバータ12

に給油される。そこで、例えばドライブレンジにシフトすると、前後進切換装置4のフォワードクラッチ17が給油により係合して前進位置になる。このため、エンジン1の動力がトルクコンバータ12、前後進切換装置4を介して無段変速機5のプライマリ軸20に入力し、プライマリプーリ22、セカンダリプーリ25とベルト26とにより最大変速比の動力がセカンダリ軸23に出力し、これがディファレンシャル装置6を介して車輪33に伝達して発進可能になる。

セカンダリ圧制御系では、常にエンジントルク  $T_e$  が推定され、トルク増幅率  $t$ 、プライマリ系の慣性トルク  $g_l$  が算出されている。そこで、アクセル踏込みの発進時には、エンジントルク  $T_e$ 、トルク増幅率  $t$  により入力トルク  $T_i$  が大きくなり、更に必要セカンダリ圧  $P_{su}$  も増大することで、目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  が大きい値になる。そして目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  に応じた低いソレノイド電流  $I_s$  が、セカンダリ圧制御弁50の比例ソレノイド51に流れ、電磁力により設定圧を高く定めるの

であり、こうしてセカンダリ圧  $P_s$  はドレン量を減じて高く制御される。そして発進後に変速制御され、ロックアップクラッチ15が係合してトルク増幅率  $t=1$  になり、実変速比  $i$  に応じて必要セカンダリ圧  $P_{su}$  が減じ、車速上昇に伴いエンジントルク  $T_e$  が低下操作されると、目標セカンダリ圧  $P_{ss}$  は急激に小さくなる。このため、ソレノイド電流  $I_s$  は急増してセカンダリ圧制御弁50の設定圧は順次小さくなり、セカンダリ圧  $P_s$  が低下制御される。こうして、常に伝達トルクに対しベルトスリップしない最小限のプーリ押付力を確保するように最適制御される。

上記セカンダリ圧  $P_s$  はプライマリ圧制御弁60に導かれ、減圧作用でプライマリシリンダ21にプライマリ圧  $P_p$  が生じ、このプライマリ圧  $P_p$  により変速制御するのであり、これを以下に述べる。

先ず、最大変速比  $i_L$  の発進時には、油圧比制御系によりプライマリ圧制御弁60が最も減圧作用し、プライマリ圧  $P_p$  を最低レベルに保っている。そして、運転および走行条件により目標変速比  $i_s$

$< 2.5$  の変速開始条件が成立して、目標変速比  $i_s$  が順次小さく設定されると、流量制御系でプーリ位置変化速度  $de/dt$  が算出され、これに伴い変速圧  $\Delta P_p$  が生じて目標プライマリ圧  $P_{ps}$  を増加する。このためソレノイド電流  $I_p$  は、徐々に減じてプライマリ圧制御弁60で比例ソレノイド61の電磁力により設定圧が高くなり、プライマリ圧  $P_p$  は順次高く制御される。そこで、ベルト26はプライマリプーリ22の巻付け径が大きくなる方に移行し、変速比の小さい高速段にアップシフトする。

また変速制御により実変速比  $i$  が小さくなると、油圧比制御系の油圧比設定部87で油圧比  $K_p$  が増大設定され、セカンダリ圧  $P_s$  に対する必要プライマリ圧  $P_{PD}$  の割合を増大する。そしてプライマリ圧  $P_{PD}$  により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  を増し、プライマリ圧  $P_p$  のレベルを増大保持するのであり、こうしてアップシフトにより実変速比  $i$  が小さくなる毎に、油圧比制御系でその実変速比  $i$  を維持するようなレベルにプライマリ圧  $P_p$  が順次増大制御される。また入力トルク  $T_i$  が例えば増大す

ると、トルク比算出部88でトルク比  $K_T$  が大きい値になり、これにより油圧比  $K_p$  の値も増す。そこで、プライマリ圧  $P_p$  は増大補正されて、入力トルク  $T_i$  の増大によるダウンシフト傾向を防止するように修正される。

そして目標変速比  $i_s$  が最小変速比  $i_H$  (例えば0.5) に達して、目標プライマリ圧  $P_{ps}$  が最高レベルに設定されると、ソレノイド電流  $I_p$  は最も小さくなってプライマリ圧制御弁60の設定圧を最大にすることで、プライマリ圧  $P_p$  は最も高く制御される。このとき、実変速比  $i$  も目標変速比  $i_s$  に追従して最小変速比  $i_H$  になると、これ以降は油圧比制御系の油圧比  $K_p$ 、必要プライマリ圧  $P_{PD}$  により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  が最高レベルに設定されて、プライマリ圧  $P_p$  は高い状態に保持されて最小変速比  $i_H$  を保つ。

一方、アクセル踏込み、または車速低下により目標変速比  $i_s$  の値が大きくなると、変速圧力  $\Delta P_p$  の減算により目標プライマリ圧  $P_{ps}$  は低いレベルになる。このため、ソレノイド電流  $I_p$  は

逆に増加して、プライマリ圧制御弁60で減圧によりプライマリ圧 $P_p$ が低レベルに制御されるのであり、これによりベルト26は再びセカンダリプーリ25の方に移行してダウンシフトする。このダウンシフトの場合も、実変速比 $i$ の増大に応じ油圧比制御系で油圧比 $K_p$ 、必要プライマリ圧 $P_{PD}$ により目標プライマリ圧 $P_{ps}$ の値が減じ、実変速比 $i$ を維持するのに必要なレベルにプライマリ圧 $P_p$ が順次減少制御される。

こうして、最大変速比 $i_L$ 、最小変速比 $i_H$ の変速全域で、油圧比制御系と流量制御系とによりプライマリ圧 $P_p$ が可変にされ、これに基づきアップシフトまたはダウンシフトして変速制御されるのである。

一方、上述の変速制御による車両の停車または走行時に、常に油温 $T$ と共に粘性によるバルブのフリクションの状態が変化するので、油温センサ101によりフリクションの状態が検出されている。そしてエンジン始動直後のように油温 $T$ が低い場合、ディザ印加部100によりソレノイド電

流 $I_s$ 、 $I_p$ に振幅 $D$ の大きいディザが印加される。そこで、セカンダリ圧制御弁50、プライマリ圧制御弁60は、振幅 $D$ の大きい状態で振動しながらスプールを動作することになり、このためオイル粘性によりフリクションが大きい状態でも滑らかな動作性が確保され、ヒステリシスを低減する。また油温 $T$ が高くなると、ソレノイド電流 $I_s$ 、 $I_p$ に周波数 $F$ の大きいディザが印加されるため、今度はセカンダリ圧制御弁50、プライマリ圧制御弁60が高周波で振動しながらスプールを動作する。そこで、フリクションの小さい状態において油圧脈動が生じることなく、滑らかな動作性と共にヒステリシスの低減が図られる。こうして、常にバルブのヒステリシスが効果的に低減されることで、セカンダリ圧制御弁50、プライマリ圧制御弁60ではソレノイド電流 $I_s$ 、 $I_p$ によりセカンダリ圧 $P_s$ 、プライマリ圧 $P_p$ が正確に制御されることになる。

以上、本発明の実施例について述べたが、アナログ的電気信号の制御弁であればいずれの構造に

も同様に適用し得る。

#### 〔発明の効果〕

以上述べてきたように、本発明によれば、

無段変速機の油圧制御系に電流制御等のセカンダリ圧制御弁、プライマリ圧制御弁を設け、ソレノイド電流等の電気信号にディザを印加する電子制御方式において、油温に対しディザの周波数と振幅との2つの要素を可変にして対処するので、オイル粘性のスプールのフリクションに対するバルブのヒステリシスを有効に低減することができ、制御性等が向上し、振動騒音を低減し得る。

さらに、油温の低い場合はディザの振幅により、バルブヒステリシス低減の効果が大きい。

また、油温の高い場合は主としてディザの周波数により、油圧脈動を抑えながらバルブのヒステリシスを低減し得る。

#### 4. 図面の簡単な説明

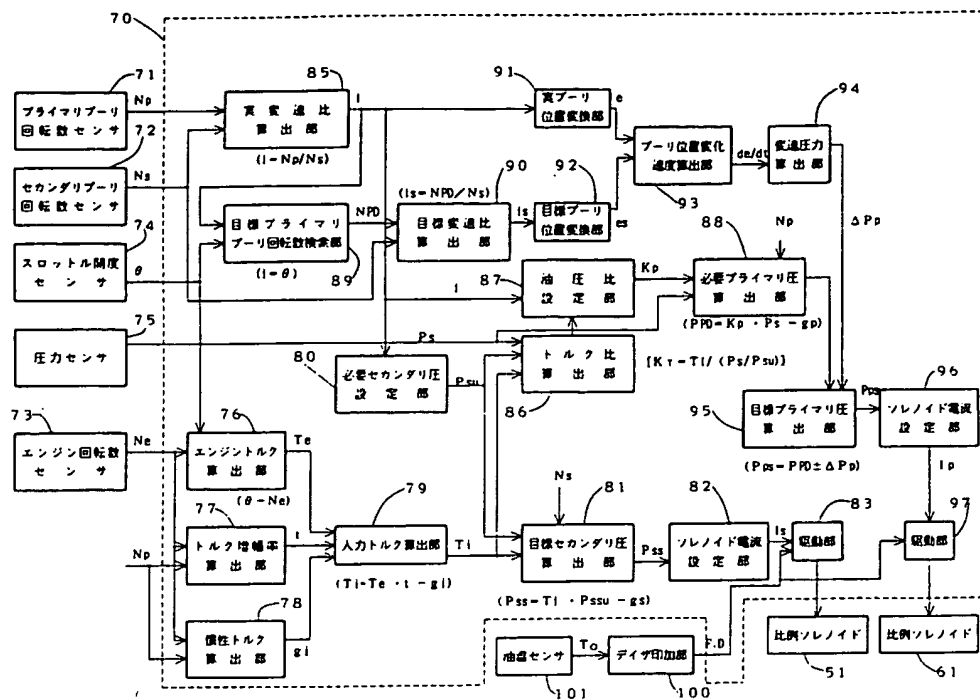
第1図は本発明の無段変速機の制御装置の実施例を示す電子制御系のブロック図、

第2図は無段変速機の駆動系と油圧制御系の全

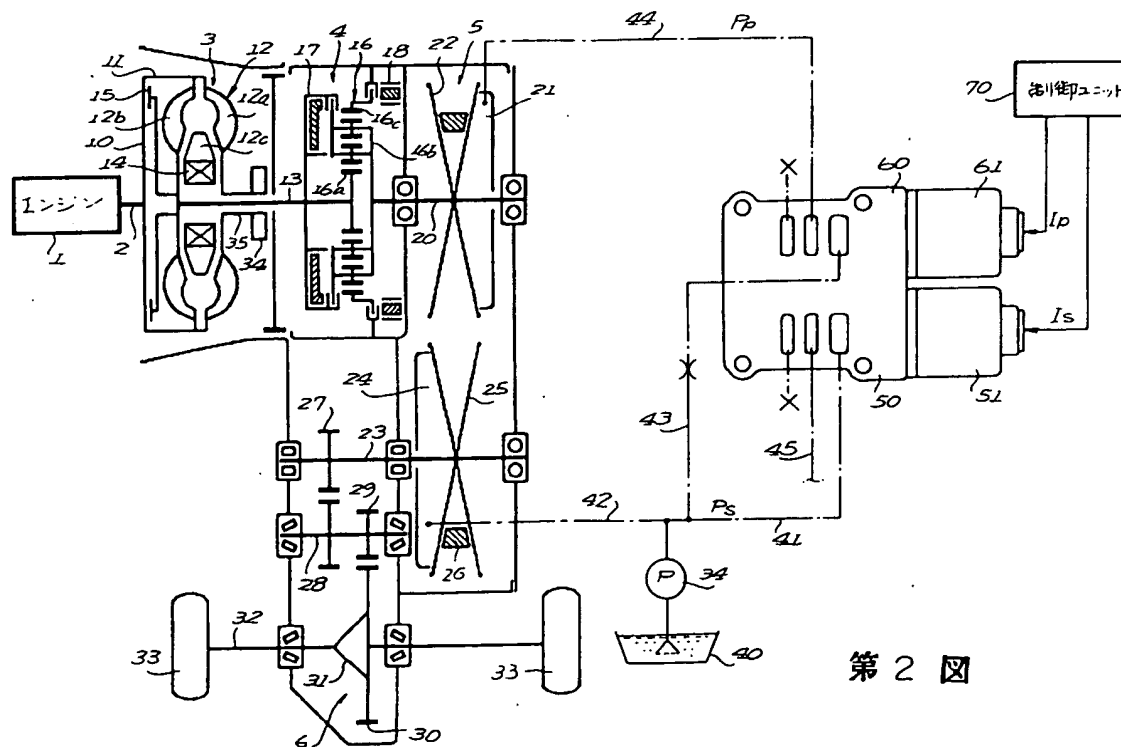
体構成図、

第3図は油温に対するディザの周波数と振幅との関係を示す図である。

5…無段変速機、21…プライマリシリンダ、24…セカンダリシリンダ、50…セカンダリ圧制御弁、51、61…比例ソレノイド、60…プライマリ圧制御弁、70…制御ユニット、83…セカンダリ圧制御用駆動部、97…プライマリ圧制御用駆動部、100…ディザ印加部、101…油温センサ



第 1 図



第 2 図

第 3 図

